

One-piece crankshaft for piston machines, especially for internal combustion multi-cylinder engines.

Patent number: EP0243896

Publication date: 1987-11-04

Inventor: KERZENDORF GERHARD

Applicant: BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG (DE)

Classification:

- **international:** F16C3/08

- **european:** F16C3/08

Application number: EP19870106008 19870424

Priority number(s): DE19863614722 19860430

Also published as:

E P0243896 (A3)

DE 3614722 (A1)

E P0243896 (B1)

Cited documents:

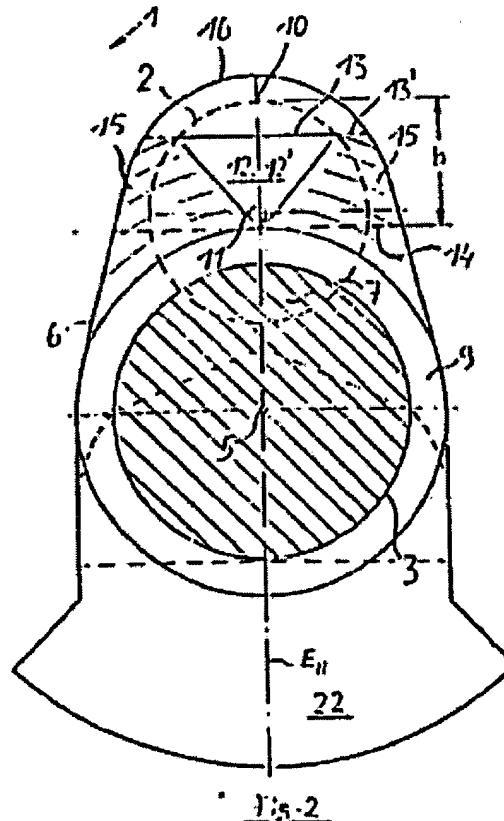
E P0068114

G B2064719

DE 3235376

Abstract of EP0243896

1. A one-piece crank-shaft for reciprocating piston engines, especially multi-cylinder internal combustion engines, in which a crank pin (2) of radius (r) and a bearing pin (3) of radius (R) are arranged with their axes (4, 5) in one plane of reciprocation (EH) and are connected by a crank arm (6) directed with its width transversely of the plane of reciprocation (EH), and the thickness of the crank arm increases externally from the crank pin to the bearing pin, while, in the region of an overlap (7) of crank pin and bearing pin or of abutment collars (8, 9) allocated to the respective pins (2, 3) on the crank arm, there is a maximum arm thickness (a), and the degree of the overlap (7) is determined by a spacing dimension (b) fixed in the plane of reciprocation between the upper edge (10) of the crank pin and an upper edge (11) of the bearing pin or its abutment collar (9), characterised in that an external transition (12, 12') of the crank arm (6) from the crank pin (2) to the bearing pin (3) is determined essentially by the curve " $y = (x/2)^{**n}$ " and the exponent (n) from $n = \log a / 2b$, where the curve "y" extends between a wall thickness $xWD = 2 \cdot (0.2 \cdot r)^{**1/n}$ ascertained at the distance $y = 0.2 \cdot r$ from the upper edge (10) of the crank pin (2) and in accordance with the abovementioned converted equation and the maximum arm thickness (a) fixed by the upper edge (10) of the crank pin according to a distance $y = b$ at the upper edge (11) of the abutment collar (9) on the bearing pin side.



D4.



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer:

0 243 896

A2

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: 87106008.3

(51) Int. Cl.³: F 16 C 3/08

(22) Anmeldetag: 24.04.87

(30) Priorität: 30.04.86 DE 3614722

(71) Anmelder: BAYERISCHE MOTOREN WERKE
Aktiengesellschaft
Postfach 40 02 40 Petuelring 130 - AJ-30
D-8000 München 40(DE)(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
04.11.87 Patentblatt 87/45(72) Erfinder: Kerzendorf, Gerhard
Am Strassland 4
D-8011 Kirchheim(DE)(84) Benannte Vertragsstaaten:
ES FR GB IT SE(74) Vertreter: Bücken, Helmut
Bayerische Motoren Werke Aktiengesellschaft Postfach
40 02 40 Petuelring 130 - AJ-30
D-8000 München 40(DE)

(54) Einteilige Kurbelwelle für Hubkolbenmaschinen, insbesondere mehrzylindrige Brennkraftmaschinen.

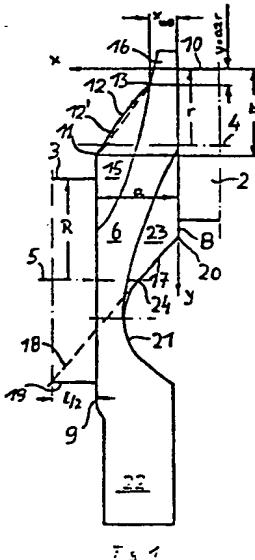
(57) Bei einer einteiligen Kurbelwelle 1 für Hubkolbenmaschinen, insbesondere mehrzylindrige Brennkraftmaschinen, sind ein Hubzapfen 2 und ein Lagerzapfen 3 bei gegenseitiger Überdeckung durch eine Kurbelwange 6 verbunden, deren Dicke außenseitig vom Hubzapfen zum Lagerzapfen hin zunimmt bis auf eine maximale Wangendicke "a" im Überdeckungsbereich, wobei der Grad der Überdeckung 7 durch ein Abstandsmaß "b" festgelegt ist. Zur Erzielung einer Wangenform mit einer hinsichtlich der Steifigkeit optimal ausgenützten Wangenmasse wird ein von der Kurve

$$y = \left(\frac{x}{2}\right)^n$$

begrenzter, außenseitiger Übergang 12 der Kurbelwange 6 vom Hubzapfen 2 zum Lagerzapfen 3 vorgeschlagen, wobei der Exponent "n" aus den vorgenannten Wangendaten bestimmt wird zu:

$$n = \log_2 \frac{a}{b}$$

Hubzapfenseitiger Ausgangspunkt der Kurve "y" ist eine Wangendicke $x_{wp} = 2(0,2 r)$, an der Stelle $y = 0,2 r$, wobei r der Radius des Hubzapfens 2 ist.



EP 0 243 896 A2

Croydon Printing Company Ltd.

BEST AVAILABLE COPY

Die Erfindung geht gemäß dem Oberbegriff des unabhängigen Patentanspruches von der DE-OS 32 35 376 aus.

Für die Auslegung von Kurbelwellen für Brennkraftmaschinen der
5 bekannten Bauart findet die Berechnungsmethode mittels Formzahlen Anwendung. Diese Formzahlen sind u. a. von den Parametern Wangendicke und Wangenbreite abhängig. Dagegen wird z. B. die Wangenform bei den Formzahlen nicht berücksichtigt. Die Wangenform wird u. a. vom außen- und innenseitigen Übergang der Kurbelwange
10 vom Hubzapfen zum Lagerzapfen wesentlich mitbestimmt.

In einer einfachen Ausgestaltung des außenseitigen Überganges ist es bekannt, zur Verringerung der Masse der Kurbelwelle an den Kurbelwangen in gering beanspruchten Werkstoffbereichen ebenflächige Schrägen vorzusehen. Ferner ist es durch die eingangs
15 genannte Druckschrift bekannt, den außenseitigen Übergang der Kurbelwange vom Hubzapfen zum Lagerzapfen rotationssymmetrisch zu gestalten, wobei die anfangs mäßig zunehmende Wangendicke mit zunehmender Annäherung an den Lagerzapfen relativ stark bis auf den maximalen Wert der Wangendicke zunimmt. Spannungsuntersuchungen
20 an derartigen Kurbelwellen zeigen zum einen einen ungünstigen Spannungsverlauf sowohl in der Kurbelwange selbst als auch in den anschließenden Zapfen. Zum anderen sind im Übergang der relativ schwach zunehmenden Wangendicke zu der relativ stark zunehmenden Wangendicke hohe Spannungswerte zu beobachten.
25 Als Nachteil ergibt sich hieraus ein ungünstiges Verhältnis von Wangenmasse zu Wangen-Stifigkeit.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, das Verhältnis von Wangenmasse zu Wangensteifigkeit derart zu verbessern, daß mit einer im wesentlichen gleichen Wangenmasse eine höhere Steifigkeit erreicht ist.

- 5 Diese Aufgabe wird durch die im Kennzelchen des unabhängigen Patentanspruches angegebenen Merkmale gelöst. Der Vorteil der Erfindung ist eine bessere Werkstoffausnutzung mit stärker gegenseitig beabstandeten Spannungsverläufen bei einer deutlichen Reduzierung von Spannungsspitzenwerten.
- 10 Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen angegeben.

Mit der Erfindung wird ein optimales Verhältnis von Wangenmasse zu Wangensteifigkeit erreicht. Dies ergibt bei geringerem Gewicht der Kurbelwelle eine Verringerung der Massenkräfte. Weiter ist 15 durch die höhere Steifigkeit die Körperschallanregung in den Hauptlagern der Brennkraftmaschine verringert und ferner zugleich der Lagerschiefstand reduziert.

Die Erfindung ist anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels beschrieben. Es zeigen:

- 20 Fig. 1 eine nur teilweise dargestellte, einteilige Kurbelwelle für eine Brennkraftmaschine mit einer halben Kröpfung in Seitenansicht,
- Fig. 2 die Kurbelwange nach Fig. 1 in Stirnansicht mit dem außenseitigen Übergang vom Hubzapfen zum Lagerzapfen,
- 25 Fig. 3 die Kurbelwange nach Fig. 1 in Stirnansicht des innenseitigen Überganges vom Hubzapfen zum Lagerzapfen.

Bei einer einteiligen Kurbelwelle 1 für eine nicht dargestellte, mehrzylindrige Brennkraftmaschine sind ein Hubzapfen 2 vom

Radius r und ein Lagerzapfen 3 vom Radius R mit Ihnen Achsen 4 und 5 in einer Hubebene E_H angeordnet und durch eine mit Ihrer Breite quer zur Hubebene E_H gerichteten Kurbelwange 6 verbunden. Vom Hubzapfen 2 zum Lagerzapfen 3 hin nimmt die 5 Kurbelwange außenseitig in ihrer Dicke zu, wobei im Bereich einer Überdeckung 7 von Hubzapfen 2 und Lagerzapfen 3 bzw. von den jeweiligen Zapfen 2,3 zugeordneten Anlaufbunden 8 und 9 an der Kurbelwange 6 die maximale Wangendicke "a" gegeben ist. Der 10 Grad der Überdeckung 7 ist durch ein in der Hubebene E_H zwischen der Oberkante 10 des Hubzapfens 2 und der Oberkante 11 des Anlaufbundes 9 festgelegtes Abstandsmaß "b" bestimmt.

Die Kurbelwange 6 weist vom Hubzapfen 2 zum Lagerzapfen 3 einen 15 außenseitigen Übergang 12 auf, der im wesentlichen durch die Kurve " $y = (\frac{x}{2})^n$ " begrenzt ist, wobei der Exponent "n" aus der Beziehung: $n = \frac{g}{\log b}$ bestimmt ist. Für die Koordinaten y und x ist in der Fig. 1 an der Kurbelwelle 1 ein Koordinatenkreuz mit der Ordinate y und mit der Abszisse für x festgelegt. Die vorgenannte Kurve "y" verläuft zwischen einer im Abstand $y = 0,2 r$ von der Oberkante 10 des Hubzapfens 2 und nach vorgenannter 20 und umgestellter Gleichung ermittelten Wangendicke $x = 2 (0,2 r)^{\frac{1}{n}}$ und der von der Oberkante 10 des Hubzapfens entsprechend einem Abstand $y = b$ an der Oberkante 11 des lagerzapfenseitigen Anlaufbundes 9 festgelegten maximalen Wangendicke "a", Fig. 1 und 2. Mit dieser Wangenform ist eine optimale Ausnutzung der Wangenmasse 25 zur Erzielung einer hohen Steifigkeit gegen Biege- und Torsionsbelastung erreicht.

Der durch die Kurve "y" flachgewölbte Übergang 12 ist an der Stelle der Wangendicke x_{WD} durch eine Kante 13 begrenzt, die, wie aus Fig. 2 durch die strichlierte Linie 13' veranschaulicht ist, über die gesamte Breite der Kurbelwange verlaufen kann. Parallel 30 zur Kante 13' ist eine den Anlaufbund 9 an der Oberkante 11 tangierende gestrichelte Linie 14 gezeigt, die bei einem über die gesamte Breite der Kurbelwange sich erstreckenden Übergang 12 eine weitere Kante darstellt. Um das Gewicht der Kurbelwelle

jedoch gering zu halten, geht der Übergang beiderseits der Hubebene E_H in als Kegelmantel-abschnitte gestaltete und zur Achse 5 des Lagerzapfens 3 rotationssymmetrische Bereich 15 über, und zwar derart, daß die Kante 13 in ihrer Länge als Sehne über dem den Hubzapfen 2 vom Radius r begrenzenden Kreis verbleibt.

Zur weiteren Gewichtsreduzierung und für eine einfachere Fertigung kann anstelle des gewölbten Überganges 12 eine als ebenflächige Schräge gestalteter Übergang 12' vorgesehen sein. Der durch eine gestrichelte Linie veranschaulichte Übergang 12' erstreckt sich von der durch die Wangendicke $x_{WD} = 2 (0,2 r)^{\frac{1}{n}}$ festgelegten Kante 13 aus und tangiert die Oberkante 11 bzw. einen Umfangsbereich des lagerzapfenseitigen Anlaufbundes 9.

An die Kante 13 schließt sich, unabhängig vom jeweiligen Übergang 12 bzw. 12', ein freigestaltbarer Fortsatz 16 an, dessen im wesentlichen radiale Erstreckung durch den Radius des hubzapfenseitigen Anlaufbundes 8 bestimmt ist.

Für die Ermittlung des Exponenten "n" aus der Beziehung $n = \log_{\frac{a}{2}} b$ ist mit der Basis " $\frac{a}{2}$ " ein Mittelwert angegeben, der zu einem Wertebereich von $a (0,45 - 0,55)$ gehört.

Weiter weist die Kurbelwange 6 vom Hubzapfen zum Lagerzapfen 3 innenseitig eine abnehmende Dicke auf, wobei ein Teil dieser Verjüngung über eine ebene Schräge 17 bewirkt ist. Diese Schräge 17 ist, wie aus der Seitenansicht der Kurbelwelle 1 in Fig. 1 hervorgeht, mit einer in der Hubebene E_H verlaufenden Verbindungsgeraden 18 gleichgerichtet. Einerseits schneidet die Verbindungsgerade 18 den Lagerzapfen 3 auf halber Länge 1/2 an der Unterkante 19 und andererseits tangiert sie den hubzapfenseitigen Anlaufbund 8 an seiner Unterkante 20 bzw. seinen Umfangsbereich. Die Schräge 17 geht ferner im Bereich der Achse 5 des Lagerzapfens durch eine über die Breite der Kurbelwange 6 sich erstreckende Verrundung 21 in ein an der Kurbelwange 6 angeordnetes Gegengewicht 22 über. An die Schräge 17 schließen, wie aus Fig. 3 hervorgeht,

BEST AVAILABLE COPY

belderseits der Hubebene E_H als Kegelmantelabschnitte gestaltete und zur Achse 4 des Hubzapfens 2 rotationssymmetrische Bereiche 23 an, und zwar derart, daß die Anschlußstelle 24 der Verrundung 21 an die Schrägen 17 in einer etwa dem Durchmessermaß 2 R des Lagerzapfens entsprechenden Breite verbleibt. Damit ist die Kurbelwange 6 auch innenseitig hinsichtlich Gewicht und Steifigkeit optimal gestaltet, so daß insgesamt eine Verbesserung der statischen und dynamischen Eigenschaften der Kurbelwelle 1 erreicht ist.

BEST AVAILABLE COPY

Patentansprüche

1. Einteilige Kurbelwelle für Hubkolbenmaschinen, insbesondere mehrzylindrige Brennkraftmaschinen,
 - 5 - bei der ein Hubzapfen (2) vom Radius (r) und ein Lagerzapfen (3) vom Radius (R) mit ihren Achsen (4,5) in einer Hubebene (E_H) angeordnet und
 - durch eine mit ihrer Breite quer zur Hubebene (E_H) gerichteten Kurbelwange (6) verbunden sind, und
 - 10 - die Dicke der Kurbelwange außenseitig vom Hubzapfen zum Lagerzapfen hin zunimmt,
 - wobei im Bereich einer Überdeckung (7) von Hub- und Lagerzapfen bzw. von den jeweiligen Zapfen (2,3) zugeordneten Anlaufbunden (8,9) an der Kurbelwange eine maximale Wangendicke (a) gegeben ist, und
 - 15 - der Grad der Überdeckung (7) durch ein in der Hubebene zwischen einer Oberkante (10) des Hubzapfens und einer Oberkante (11) des Lagerzapfens oder dessen Anlaufbundes (9) festgelegtes Abstandsmaß (b) bestimmt ist, dadurch gekennzeichnet,
 - 20 - daß ein außenseitiger Übergang (12) der Kurbelwange (6) vom Hubzapfen (2) zum Lagerzapfen (3) im wesentlichen durch die Kurve " y " = $(\frac{x}{2})^n$ und
 - der Exponent (n) aus $n = \log_{\frac{a}{2}} b$ bestimmt ist,
 - 25 - wobei die Kurve " y " zwischen einer im Abstand $y = 0,2 r$ von der Oberkante (10) des Hubzapfens (2) und nach o.g., umgestellter Gleichung ermittelten Wangendicke $x_{WD} = 2 (0,2 r)^{\frac{1}{n}}$ und

BEST AVAILABLE COPY

- der von der Oberkante (10) des Hubzapfens entsprechend einem Abstand $y = b$ an der Oberkante (11) des lagerzapfenseitigen Anlaufbundes (9) festgelegten maximalen Wangendicke (a) verläuft.
- 5 2. Kurbelwelle nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,
- daß der Übergang (12) an der Stelle der Wangendicke $x_{WD} = 2 (0,2 r)^{\frac{1}{n}}$ durch eine über die Breite der Kurbelwange 6 verlaufende Kante (13) begrenzt ist,
 - an die ein freigestaltbarer Fortsatz (16) anschließt,
- 10 10. - dessen im wesentlichen radiale Erstreckung durch den Radius des hubzapfenseitigen Anlaufbundes (8) bestimmt ist.
- 15 15. 3. Kurbelwelle nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet,
- daß eine ebenflächige Schräge einen Übergang (12') bildet,
 - wobei sich die Schräge von der durch die Wangendicke $x_{WD} = 2 (0,2 r)^{\frac{1}{n}}$ festgelegten Kante (13) aus erstreckt und
 - die Oberkante (11) bzw. einen Umfangsbereich des lagerzapfenseitigen Anlaufbundes (9) tangiert.
- 20 20. 4. Kurbelwelle nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 – 3, dadurch gekennzeichnet,
- daß der Übergang (12,12') – in außenseitiger Stirnansicht der Kurbelwange (6) gesehen – in beiderseits zur Hubebene (E_H) angeordnete, als Kegelmantelabschnitte gestaltete und zur Achse (5) des Lagerzapfens (3) rotationssymmetrische Bereiche (15) übergeht derart,
- 25 25. - daß die Kante (13) in ihrer Länge als Sehne über dem den Hubzapfen (2) vom Radius (r) begrenzenden Kreis verbleibt.
5. Kurbelwelle nach den Ansprüchen 1 – 4, dadurch gekennzeichnet, daß für die Basis " $\frac{a}{2}$ " der Logarithmus von "b" ein Wertebereich von $a \cdot (0,45 - 0,55)$ gilt.

6. Kurbelwelle nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 – 5,
– wobei die Dicke der Kurbelwange (6) innenseitig vom Hubzapfen
(2) zum Lagerzapfen (3) abnimmt,
dadurch gekennzeichnet,
- 5 – daß ein Teil der Verjüngung über eine ebene Schräge (17)
bewirkt ist,
– die – in Seitenansicht der Kurbelwelle (1) gesehen – mit einer
in der Hubebene (E_H) verlaufenden Verbindungsgeraden (18)
gleichgerichtet ist,
- 10 – wobei die Verbindungsgerade (18) einerseits den Lagerzapfen
(3) auf halber Länge an der Unterkante (19) schneidet, und
– andererseits den hubzapfenseitigen Anlaufbund (8) an seiner
Unterkante (20) bzw. seinem Umfangsbereich tangiert, und
– daß die Schräge (17) ferner im Bereich der Achse (5) des
15 Lagerzapfens (3) durch eine über die Breite der Kurbelwange
(6) sich erstreckende Verrundung (21) in ein an der Kurbelwange
(6) angeordnetes Gegengewicht (22) übergeht.
7. Kurbelwelle nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet,
– daß die Schräge (17) – in innenseitiger Stirnansicht der
20 Kurbelwange (6) gesehen – in beiderseits zur Hubebene (E_H)
angeordnete, als Kegelmantelabschnitte gestaltete und zur
Achse (4) des Hubzapfens (2) rotationssymmetrische Bereiche
(23) übergeht derart,
– daß eine Anschlußstelle (24) der Verrundung (21) an die
25 Schräge (17) in einer etwa dem Durchmessermaß (2 R) des
Lagerzapfens (3) entsprechenden Breite verbleibt.

BEST AVAILABLE COPY

0243896

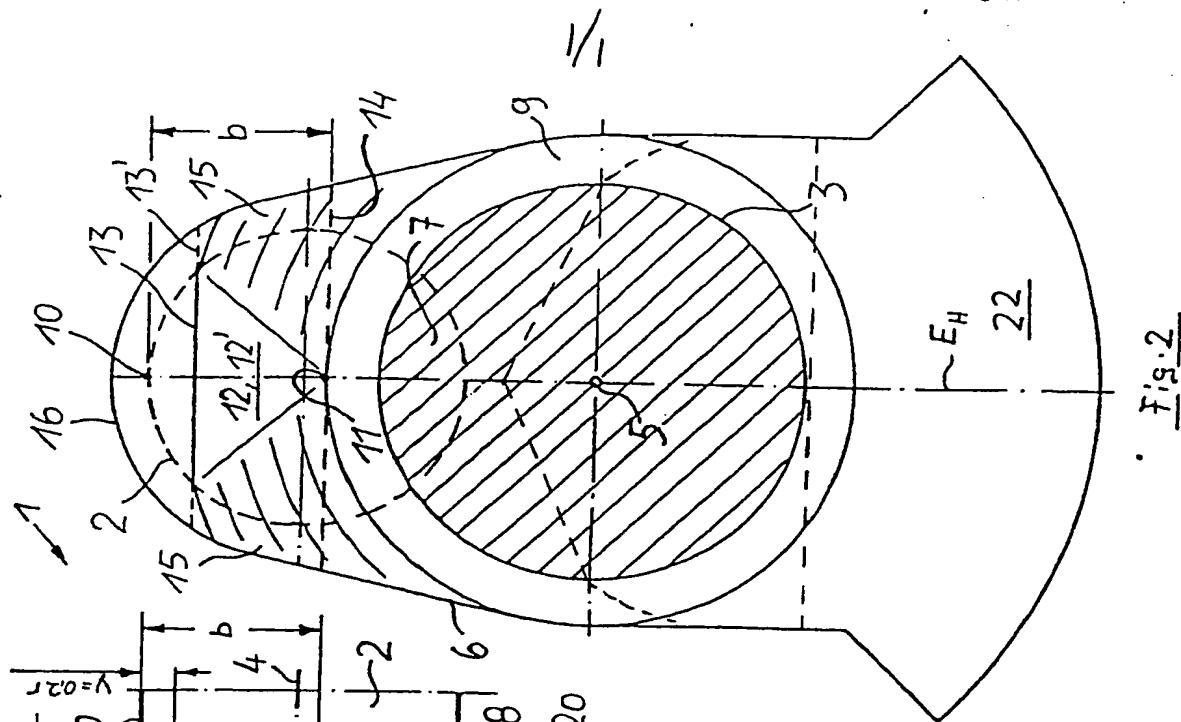


Fig. 2

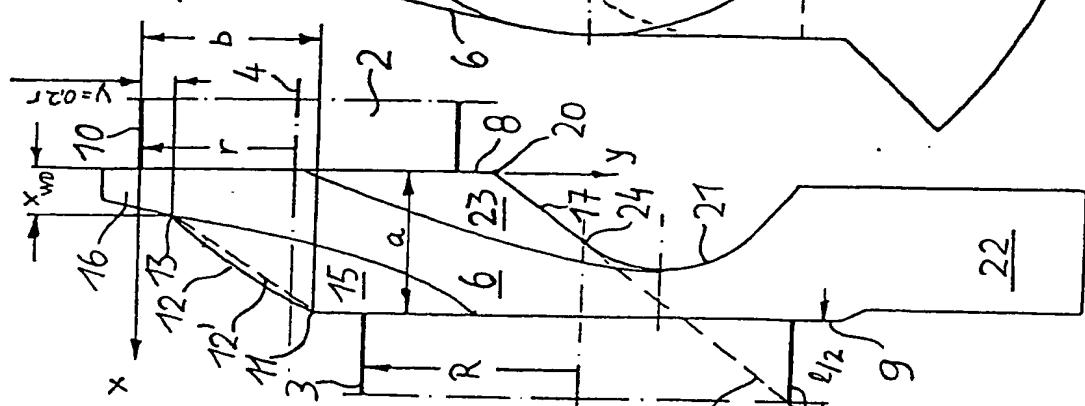


Fig. 1

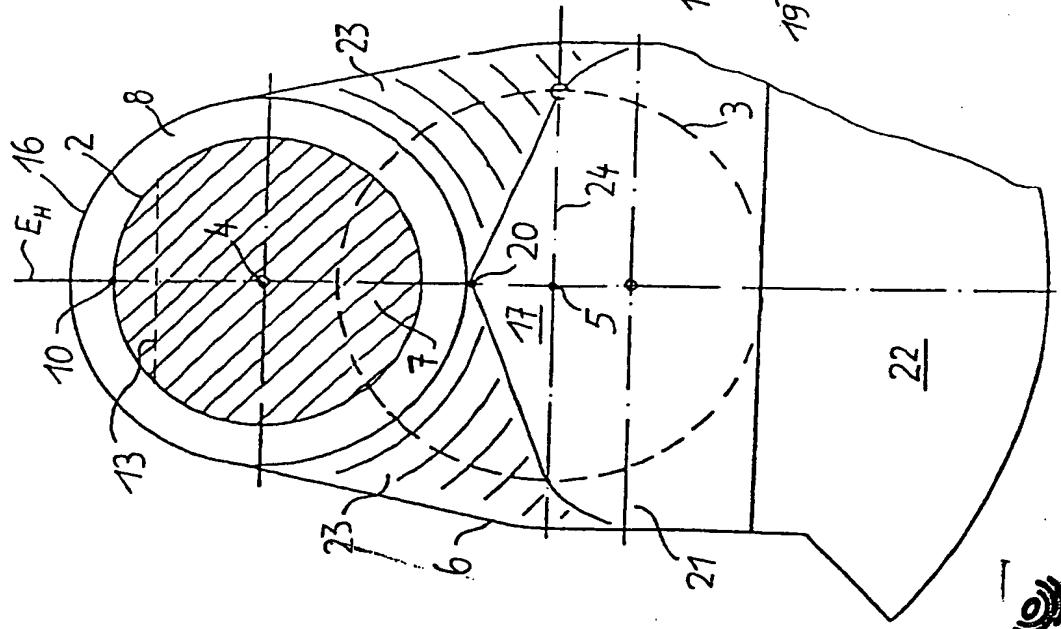


Fig. 3

BEST AVAILABLE COP